

# Étude de l'ébullition en mini-canal vertical : analyse du transfert de chaleur par méthode inverse.

LIOGER--ARAGO Robin<sup>1\*</sup>, COSTE Pierre<sup>1</sup> and CANEY Nadia<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Univ Grenoble Alpes, CEA, LITEN, DTCH, LCST, F-38000 Grenoble, France

\* (auteur correspondant : robin.lioger--arago@cea.fr)

**Résumé** - L'utilisation d'un fluide en ébullition, dans un écoulement en micro/mini-canal, pour refroidir des composants, est un procédé très efficace. Cet article présente les résultats expérimentaux de l'ébullition d'un fluide diélectrique, le HFE7100, dans un mini-canal vertical et rectangulaire. Deux méthodes de calcul du coefficient de transfert de chaleur local sont comparées. La méthode utilisée est la modélisation d'un problème inverse de conduction thermique. Le travail expérimental a permis d'identifier plusieurs régimes d'écoulements et de caractériser les phénomènes d'assèchement pour différents débits massiques.

## Nomenclature

$A$	Matrice	$B$	Matrice
$A_w$	Surface chauffée de la plaque [m <sup>2</sup> ]	1D	Monodimensionnelle
$b$	Vecteur	2D	Bidimensionnelle
$d$	Vecteur	$D$	Vecteur
$S$	Matrice de sensibilité	sat	Saturation
$R$	Matrice de régularisation	w	Wall /paroi
$G$	Flux massique [kg/(m <sup>2</sup> .s)]	tot	Total
$L$	Longueur de paroi chauffée [m]	elec	Electrique
$e$	Profondeur du canal [m]	mes	Mesure
$T$	Température [°C]	$\Delta$	Différence
$x$	Coordonnée cartésienne [m]	$\mu$	Coefficient de régularisation
$y$	Coordonnée cartésienne [m]	$\lambda$	Conductivité Thermique [W/m K]
$z$	Coordonnée cartésienne [m]	$\varphi$	Densité de flux de chaleur [W/m <sup>2</sup> ]

## 1. Introduction

Ce travail s'inscrit dans le contexte industriel de développement des véhicules électriques, qui contiennent des packs batteries de plus en plus puissants et compacts. Ces packs nécessitent un système de gestion thermique de la batterie (BTMS) pour un refroidissement efficace et sûr. Parmi une variété de solutions, le refroidissement direct du pack immergé dans un liquide diélectrique circulant entre les cellules [1] est étudié pour éviter la propagation de l'emballement thermique [2]. L'enjeu scientifique à la conception d'un tel pack, étant donné le faible espacement entre les cellules, est l'ébullition convective dans un mini-canal vertical.

L'ébullition confinée est un mode de transfert de chaleur très efficace pour dissiper des flux de chaleur élevés. Certaines études traitent de l'ébullition convective avec du HFE7100 dans un mini-canal vertical [3], [4]. Les résultats de Hsu *et al.* [5] montrent des résultats où le transfert

de chaleur est dominé par la convection forcée. Les résultats de Luciani *et al.* [4], montrent des résultats avec une prédominance de l'ébullition nucléée et un écoulement en régime intermittent.

Afin de bien comprendre l'ébullition de l'écoulement dans un mini-canal, le transfert de chaleur local doit être quantifié avec précision. Plusieurs méthodes de calcul de ce coefficient local sont possibles. La comparaison d'une méthode inverse 2D et d'une méthode de calcul du coefficient de transfert de chaleur 1D est présentée par Strak *et al.* [6].

Cet article présente les résultats expérimentaux du transfert de chaleur par ébullition du HFE7100 dans un mini-canal vertical. Plusieurs régimes d'écoulement sont couverts, de l'ébullition sous-refroidie à l'assèchement. Deux méthodes d'estimation du coefficient de transfert de chaleur sont proposées et comparées. Une méthode utilisée est la modélisation et la résolution d'un problème inverse 2D de conduction. L'approche comprend la méthode des différences finies pour la modélisation et une méthode de Tikhonov pour la régularisation [7]. Expérimentalement, différents modèles d'écoulement sont visualisés et identifiés. L'impact du débit massique sur l'apparition de l'assèchement est observé et mesuré.

## 2. Description de l'expérience

L'objectif principal de la boucle est de fournir des données pour l'analyse de l'ébullition de l'écoulement convectif avec des mesures de transfert de chaleur. Elle permet de faire circuler du HFE7100 pur, à différents débits massiques. Comme le montre la Figure 1, le fluide circule successivement à travers les éléments suivants: une pompe; un débitmètre massique; un préchauffeur; une section d'essai; un condenseur; un réservoir de compensation. Le fluide de travail est refroidi par une circulation externe d'eau au travers du condenseur. Il est possible de visualiser les phénomènes d'ébullition grâce à une caméra rapide (Photron) à 5400 images par seconde. Un réservoir thermo régulé impose la pression dans la section d'essais.

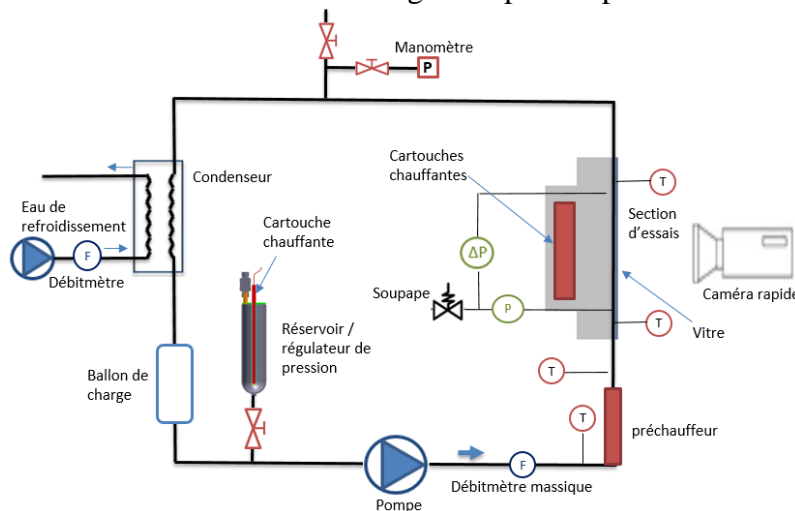


Figure 1: Schéma de l'installation expérimentale

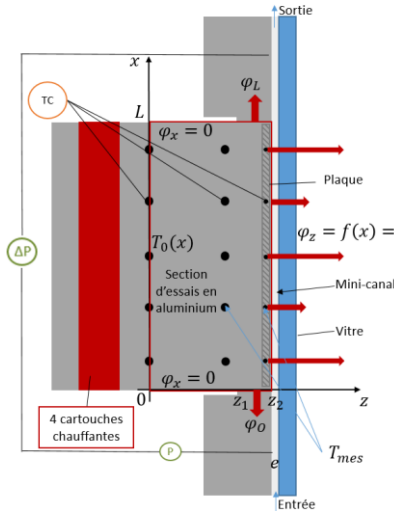


Figure 2: Schéma de la section d'essais et conditions aux limites

L'élément principal du dispositif expérimental est la section d'essais Figure 2, composée d'un mini-canal orienté verticalement. Il s'agit d'un canal rectangulaire de 1 mm de profondeur, 30 mm de largeur et 120 mm de longueur. La chaleur est imposée sur 80mm de long. La section d'essai est faite d'aluminium 6061. Une partie de la paroi est une plaque (sur laquelle il est possible d'effectuer des dépôts afin de structurer la surface), faite du même matériau, insérée et fixée. Le contact thermique est garanti par du papier graphite. Le fluide est chauffé par la diffusion de la chaleur dans la section d'essais, produite par quatre cartouches chauffantes de 600W max chacune. La section contient trois rangées de cinq thermocouples (TC) de type K

chacune, dont une rangée à l'intérieur de la plaque qui sert de mesure pour la paroi du canal. Deux capteurs de pression à l'entrée et à la sortie du mini-canal sont utilisés pour obtenir la température moyenne de saturation du fluide. La section d'essai est isolée thermiquement.

Les essais sont effectués à débit constant. La pression d'entrée du mini-canal est réglée pour être maintenue à environ 1,1 bar (température de saturation de 64°C). La température d'entrée de la section d'essai est réglée à 60°C. Pour trois flux massiques fixes ( $G = 140, 391$  et  $648$  kg/(m<sup>2</sup>.s)), le flux thermique imposé par les cartouches chauffantes est augmenté progressivement depuis le début de l'ébullition jusqu'à l'assèchement de la paroi.

### 3. Comparaison de 2 méthodes de calcul du coefficient de transfert thermique expérimental

L'objectif des deux méthodes numériques présentées dans cette section est de calculer avec précision le coefficient de transfert de chaleur local, au niveau de la paroi chauffée du mini-canal, à partir des mesures de température. Deux méthodes de calcul sont proposées, étudiées et comparées. Pour les calculs du coefficient de transfert de chaleur local, il est supposé que la température du fluide est égale à la température de saturation moyenne  $T_{sat}$  dans tout le canal. Les mesures et les calculs sont tous deux effectués en régime permanent.

#### 3.1. Méthode monodimensionnel

L'approche 1D considère que toute la chaleur générée par les cartouches est entièrement récupérée par le fluide au travers de la paroi du canal. De plus, il est supposé que la densité de flux thermique est homogène sur cette partie,  $\varphi_{1D}$  s'écrit comme :

$$\varphi_{1D} = \frac{P_{elec}}{A_w} \quad (1)$$

$P_{elec}$  est la mesure de la puissance électrique des cartouches chauffantes.  $A_w$  est la surface de la paroi chauffée du canal (0.03m\*0.08m).

Dans la méthode 1D, le coefficient de transfert de chaleur local est calculé en fonction de la direction  $x$  de l'axe du canal (Figure 3), en supposant que la dépendance en  $x$  est uniquement due à la température de la paroi  $T_w(x)$  mesurée par le thermocouple dans la plaque

$$h_{1D} = \frac{\varphi_{1D}}{\Delta T(x)} \quad (2)$$

$$\Delta T(x) = T_w(x) - T_{sat} \quad (3)$$

#### 3.2. Méthode inverse bidimensionnelle

Le principe de cette méthode est que connaissant une partie du champ de température, il est possible d'estimer une partie des conditions aux limites inconnues comme le flux de chaleur. Le problème est décrit schématiquement dans la Figure 2 et est supposé être bidimensionnel dans les directions  $(x,z)$ . Une raison mathématique suffisante pour cela est la symétrie de la section d'essai autour du plan central  $y=0$  ( $y$  est la direction perpendiculaire au plan  $(x,z)$ ). La pertinence physique des résultats 2D est également supposée car la largeur du canal a été conçue suffisamment grande pour obtenir une zone de non-variation de la température moyenne dans la direction  $y$  autour du plan central  $y=0$ . Le flux de chaleur à la paroi n'est plus considéré comme homogène mais dépendant de la position  $x$ . Le coefficient de transfert de chaleur local 2D le long de la paroi verticale du canal est calculé selon l'équation suivante :

$$h_{2D}(x) = \frac{\varphi_{2D}(x)}{\Delta T(x)} \quad (4)$$

Tout d'abord, les équations fondamentales sont écrites dans le domaine du solide. Le problème étant purement conductif, il est régi par l'équation de la chaleur en 2D :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (5)$$

Les conditions aux limites sont décrites ci-dessous et illustrées sur la Figure 2.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 ; \forall z \in [0, z_1] \text{ pour } x = 0 \text{ \& } x = L \quad (6)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \varphi_L(z) ; \forall z \in [z_1, z_2] \text{ \& } x = L \quad (7)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \varphi_O(z) ; \forall z \in [z_1, z_2] \text{ \& } x = 0 \quad (8)$$

$$T(x) = T_0(x) ; \forall x \in [0, L] \text{ \& } z = 0 \quad (9)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = \varphi_z(x) ; \forall x \in [0, L] \text{ \& } z = z_2 \quad (10)$$

Sur la ligne  $z=0$ , la condition de Dirichlet (9)  $T_0(x)$  est connue : il s'agit de l'interpolation modifiée d'Akima dite « makima » [8] des températures mesurées aux emplacements des TCs dans la direction  $x$ . Le profil de température  $T(x)$ , au niveau des 2 autres rangés de TCs est aussi obtenu par interpolation « makima » et est appelé  $T_{mes}$ . L'objectif de la méthode inverse décrite ci-dessous est de calculer  $\varphi_{Tot} = (\varphi_L \ \varphi_z \ \varphi_O)$  avec  $\varphi_{2D} = \varphi_z$ , en connaissant  $T_{mes}$ .

Ensuite, les équations (5) à (10) sont discrétisées spatialement avec une méthode de différences finies, comme décrit dans [9], et écrites sous la forme matricielle suivante :

$$A T = b \quad (11)$$

Le système matriciel (11) doit être modifié et décomposé pour obtenir une relation linéaire entre  $T_{mes}$  et la condition aux limites inconnue  $\varphi_{Tot}$ . La programmation et résolution est effectuée sur le logiciel Matlab. Les notations matricielles suivantes sont introduites :

$$T_{mes} = C T \text{ et } b = -B \varphi_{Tot} + d \quad (12)$$

$$T_{mes} = -C A^{-1} B \varphi_{Tot} + C A^{-1} d \quad (13)$$

$$T_{mes\_D} = T_{mes} - D \text{ avec } D = C A^{-1} d \quad (14)$$

de sorte que :

$$T_{mes\_D} = S \varphi_{Tot} \text{ avec } S = -C A^{-1} B \quad (15)$$

$S$  est la matrice de sensibilité. Ensuite, le système peut être inversé et résolu.

$$\varphi_{Tot} = (S^T S)^{-1} S^T T_{mes\_D} \quad (16)$$

La régularisation de la matrice est effectuée par la technique de pénalisation de Tikhonov. Le système est résolu pour différentes valeurs de  $\mu$  introduites comme suit :

$$\varphi_{Tot} = (S^T S + \mu R^T R)^{-1} S^T T_{mes\_D} \quad (17)$$

La meilleure solution est trouvée lorsque la différence entre la mesure et le modèle  $\|S * \varphi_{Tot} - T_{mes,D}\|^2$  est à sa valeur minimale dans une région numériquement stable. La meilleure solution est trouvée avec la technique de la « courbe en L » [10] comme le montre la Figure 3: la norme du vecteur solution tracée en fonction de la norme du vecteur résidu dessine une « courbe en L ». L'angle de cette courbe représente les solutions du meilleur compromis entre biais et stabilité. Pour vérifier la convergence du modèle, le profil de température des mesures est comparé dans la Figure 4 avec la solution du problème direct, c'est-à-dire le champ de température calculé avec  $\varphi_{Tot}$ . Les deux sont cohérents, avec une différence relative maximale de 2%. Le profil de la rangée de TC du milieu est noté T1 et celui de la rangée au niveau de la plaque est notée T2.

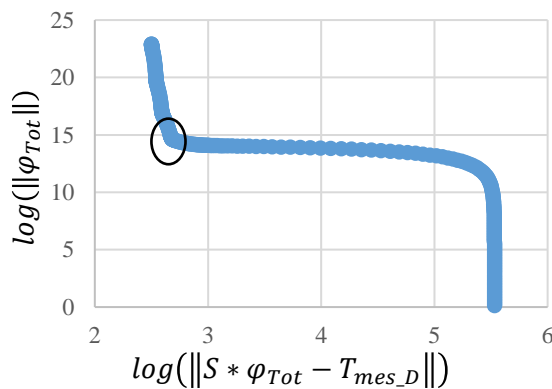


Figure 3: L'approche de la courbe en L

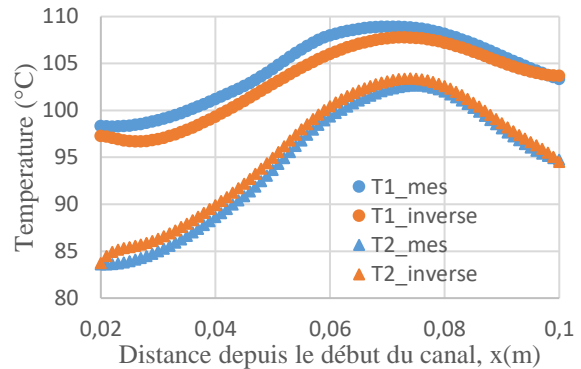


Figure 4: Températures mesurées et modélisées à partir de la solution du problème direct

## 4. Résultats

### 4.1. Courbes d'ébullition

La Figure 5 montre les coefficients de transfert de chaleur en fonction du flux de chaleur  $\varphi_{1D}$  pour différents flux massiques et selon les deux méthodes. Ils sont calculés au milieu du canal ( $x = 0,06m$ ). Pour les deux méthodes, les coefficients d'échange augmentent jusqu'au début de l'assèchement qui est caractérisé par une baisse nette de ce coefficient. Cependant, les valeurs obtenues diffèrent selon les approches. La méthode 2D qui intègre les pertes de chaleur (axiales), donne logiquement un coefficient de transfert plus faible que la méthode 1D qui ne les intègre pas. On observe un fort impact du flux massique sur l'apparition de l'assèchement: plus le débit est élevé, plus il est retardé.

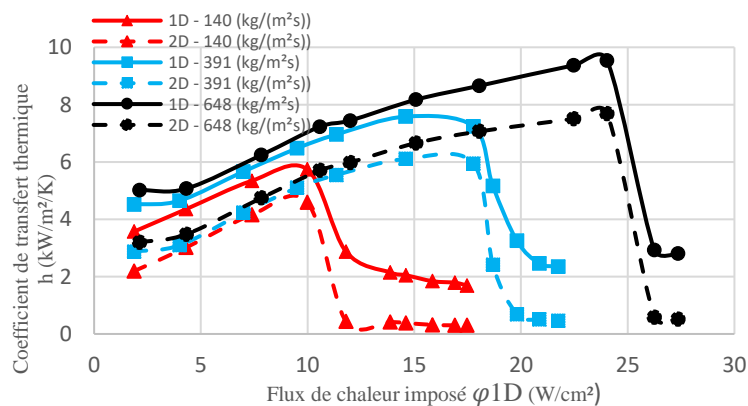


Figure 5: Évolution du coefficient de transfert de chaleur, calculé avec les méthodes 1D et 2D pour différents flux massiques au milieu de l'axe du canal ( $x=0.06m$ ).

Le débit massique a peu d'effet sur le coefficient de transfert de chaleur. Cela peut être dû à la prédominance de l'ébullition nucléée sur le transfert de chaleur.

## 4.2. Visualisations

La visualisation de différents points typiques de la courbe d'ébullition sont présentés dans la Figure 6, avec le débit massique,  $G = 391 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ . Les images des écoulements sont des photos des films pris en vue de face.

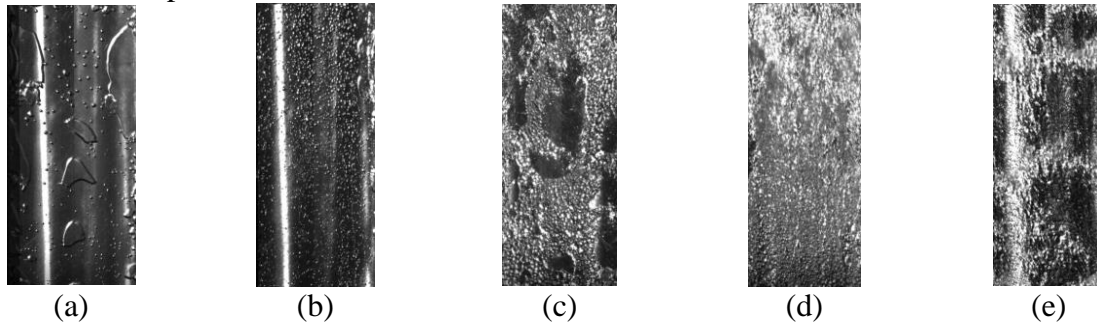


Figure 6: Visualisations pour  $G=391 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$  et  $\phi_{1D}$  avec les valeurs suivantes (a) :  $1.9 \text{ W}/\text{cm}^2$ , (b) :  $4 \text{ W}/\text{cm}^2$ , (c) :  $7 \text{ W}/\text{cm}^2$ , (d) :  $14.6 \text{ W}/\text{cm}^2$ , (e) :  $20.9 \text{ W}/\text{cm}^2$

Ces images présentent des configurations d'écoulement caractéristiques décrites sur la base des travaux [3] et [11], comme suit :

- (a) Ecoulement de bulles allongées et Ecoulement de bulles isolées.
- (b) Ecoulement de bulles isolés / dispersés. On observe des petites bulles à l'entrée du canal et plus grosses à la fin du canal.
- (c) Ecoulement de bulles dispersées / Ecoulement intermittent / Ecoulement de bouchons. Mélange de petites bulles et de bulles agglomérées/agrégées en bulles plus grandes
- (d) Écoulement dispersé de bulles/écoulement à vague. Cette configuration consiste en des bulles agglomérées en amont se transformant en un écoulement à phases séparées en aval.
- (e) Écoulement à vague/écoulement à vague annulaire. La phase liquide est séparée de la vapeur sur toute la longueur du canal.

## 4.3. Analyse locale

La Figure 7 représente l'évolution du coefficient de transfert de chaleur le long du canal, calculé avec les deux méthodes. Sur le même graphique est représentée la différence entre la température de paroi et la température de saturation (appelée  $dT$ ). La méthode 2D est plus appropriée pour prendre en compte le profil du coefficient de transfert de chaleur le long de l'axe d'écoulement que la méthode 1D car la première prend en compte la variation du flux de chaleur et évalue la perte de chaleur vers le haut et vers le bas de la paroi.

Le profil des coefficients de transfert de chaleur peut être interprété à la lumière de la photo de l'écoulement de la Figure 7 qui fournit une observation de la configuration d'écoulement correspondante. Un changement de configuration d'écoulement peut être observée autour du premier tiers du canal. En amont, un écoulement de bulles dispersées est observé. Il s'agit d'un mélange d'un grand nombre de petites bulles proches les unes des autres et de petites bulles agglomérées. Plus loin, en aval, il n'est plus possible de distinguer les bulles car les deux phases deviennent trop séparées. On s'attend à ce que la phase vapeur soit plutôt du côté chauffé de la paroi et que la phase liquide soit plutôt du côté du verre. En résumé, l'interprétation de la Figure

7 montre un changement du profil d'écoulement vers le premier tiers du canal et une diminution correspondante du coefficient de transfert. L'essai correspond à un assèchement partiel : lorsqu'une forte variation du coefficient de transfert de chaleur local induit une forte différence de température sur la longueur du canal.

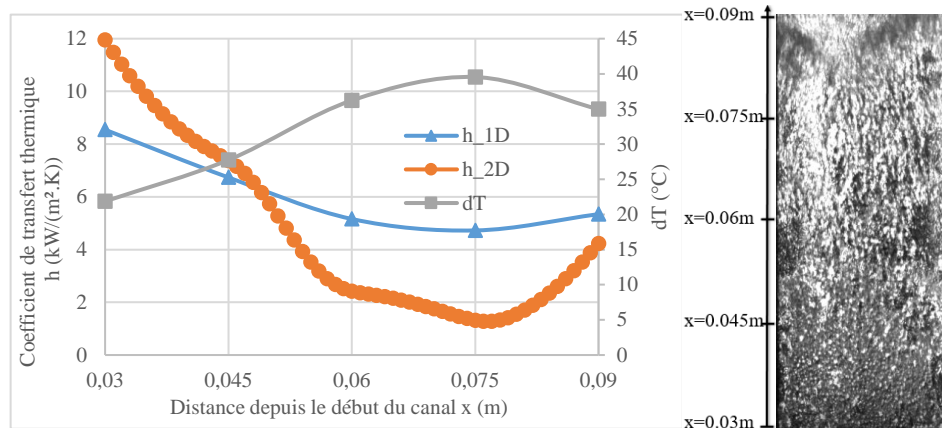


Figure 7 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur calculé avec les deux méthodes et températures de paroi, le long du canal ( $\varphi_{1D}=18.7\text{W/cm}^2$ ,  $G=391\text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ ) (à gauche). - Photos de l'assèchement partiel vue de face (à droite).

La Figure 8 représente le profil du coefficient de transfert de chaleur le long du canal calculé avec la méthode 2D pour différents flux de chaleur, imposés à un flux massique donné,  $G=391\text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ . Pour un faible flux thermique ( $\varphi_{1D} = 4.0\text{W/cm}^2$ ), la valeur du coefficient de transfert thermique est de l'ordre de  $3.5\text{ kW/m}^2\text{K}$ , constante sur toute la longueur, sauf sur les extrémités, où l'effet de bord doit être étudié plus en détail. En augmentant le flux thermique jusqu'à  $\varphi_{1D} = 9.5\text{ W/cm}^2$ , le coefficient augmente de la même manière (ordre de  $5\text{ kW/m}^2\text{K}$ ). En augmentant jusqu'à  $\varphi_{1D} = 17.8\text{ W/cm}^2$ , la forme du profil du coefficient de transfert commence à changer : il y a une diminution significative le long de l'écoulement sauf l'augmentation dans la zone d'effet de bord en aval. L'augmentation du coefficient dans la partie inférieure peut également être due à l'accélération de la phase vapeur. En augmentant d'un petit incrément jusqu'à  $\varphi_{1D} = 18.7\text{W/cm}^2$ , l'assèchement partiel dans la zone inférieure du canal devient de plus en plus important. En augmentant encore d'un petit incrément jusqu'à  $\varphi_{1D} = 19.8\text{ W/cm}^2$  l'assèchement est presque atteint sauf près de l'entrée de la section d'essai. Un dernier petit incrément jusqu'à  $\varphi_{1D} = 21.8\text{ W/cm}^2$ , amène presque à l'assèchement total, ce qui signifie un profil de coefficient de transfert de chaleur plus bas.

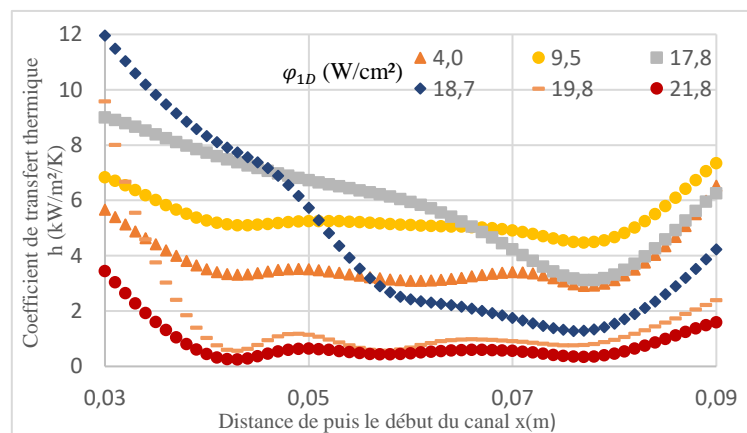


Figure 8 : Évolution du coefficient de transfert de chaleur, de la méthode 2D, le long du canal.

## 5. Conclusion

Plusieurs résultats expérimentaux du transfert de chaleur par ébullition convective de HFE7100 dans un mini-canal vertical et rectangulaire ont été présentés. Un certain nombre de configurations d'écoulements ont été visualisées et décrites tels que l'écoulement de bulles dispersées, l'écoulement de bouchons, l'écoulement intermittent et l'écoulement annulaire. L'apparition de l'assèchement a été caractérisée et l'impact du débit massique sur son apparition a été observé. Plus le débit est élevé, plus l'assèchement est retardé. Deux méthodes d'estimation des coefficients de transfert de chaleur ont été proposées et comparées. La méthode inverse 2D permet d'étudier l'évolution de l'écoulement et du coefficient de transfert de chaleur le long du canal. Le faible impact du débit massique sur le coefficient de transfert de chaleur suggère une contribution significative de l'ébullition nucléée sur le transfert de chaleur.

## Références

- [1] M. Suresh Patil, J.-H. Seo, and M.-Y. Lee, 'A novel dielectric fluid immersion cooling technology for Li-ion battery thermal management', *Energy Convers. Manag.*, vol. 229, p. 113715, 2021
- [2] W. Zhang, Z. Liang, X. Yin, and G. Ling, 'Avoiding thermal runaway propagation of lithium-ion battery modules by using hybrid phase change material and liquid cooling', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 184, p. 116380, Feb. 2021
- [3] M. Piasecka, K. Strak, and B. Maciejewska, 'Heat transfer characteristics during flow along horizontal and vertical minichannels', *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 137, p. 103559, Apr. 2021
- [4] S. Luciani, D. Brutin, C. Le Niliot, L. Tadrist, and O. Rahli, 'Boiling heat transfer in a vertical microchannel: local estimation during flow boiling with a non intrusive method', *Multiph. Sci. Technol.*, vol. 21, no. 4, Art. no. 4, 2009
- [5] L.-C. Hsu, S.-W. Cion, K.-W. Lin, and C.-C. Wang, 'An experimental study of inclination on the boiling heat transfer characteristics of a micro-channel heat sink using HFE-7100', *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 62, pp. 13–17, Mar. 2015
- [6] K. Strak, M. Piasecka, and B. Maciejewska, 'Comparison of the 1D and 2D calculation models used for determination of the heat transfer coefficient during flow boiling heat transfer in a minichannel', 2019, vol. 128.
- [7] A. N. Tikhonov, 'Inverse problems in heat conduction', *J. Eng. Phys.*, vol. 29, no. 1, pp. 816–820, Jul. 1975
- [8] 'Modified Akima piecewise cubic Hermite interpolation - MATLAB - MathWorks France'.
- [9] D. Maillet, Y. Jarny, and D. Petit, 'Problèmes inverses en diffusion thermique - Formulation et résolution du problème des moindres carrés', *TIP201WEB - 'Physique énergétique'*, Jul. 10, 2018.
- [10] P. C. Hansen, 'Rank-Deficient and Discrete Ill-Posed Problems: Numerical Aspects of Linear Inversion', 1998.
- [11] Y. Yang and Y. Fujita, 'Flow boiling heat transfer and flow pattern in rectangular channel of mini-gap', in *ASME 2004 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels*, 2004, pp. 573–580.

## Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet REDBAT, principalement financé par le CEA et l'Institut Carnot, avec une contribution du projet Impacta.